

[Please click here for details of Stored Data Information of DETAIL](#)
[JAPANESE](#)
[And](#)
[USCATS](#)
[STATUS](#)

Doc Ref. FP38

Appl. No. 10/597,506

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 09-315337

(43)Date of publication of application : 09.12.1997

(51)Int.Cl. B62D 11/08
 F16H 61/44
 // F16H 59:58

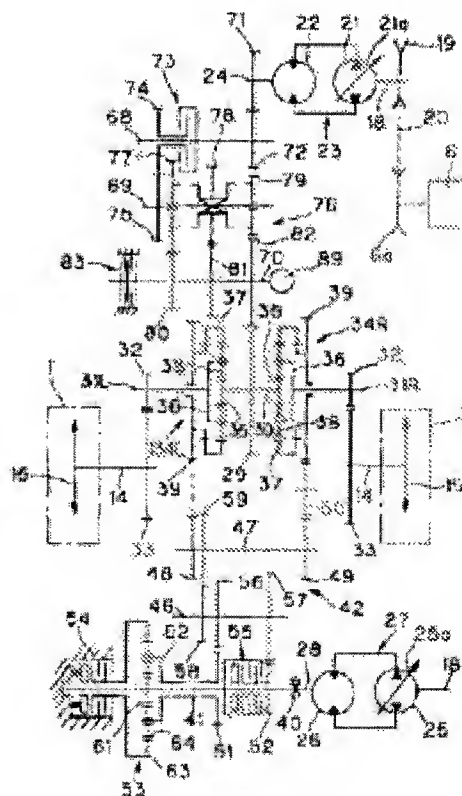
(21)Application number :	08-157612	(71) Applicant :	KANZAKI KOKYUKOKI MFG CO LTD
(22)Date of filing :	28.05.1996	(72)Inventor :	INUI MASAMI KOJIMA MASAOKI

(54) STEERING DEVICE OF WORK VEHICLE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To attain an accurate steering of a vehicle corresponding to a purpose of steering the vehicle by obtaining a steering of the vehicle with a reversible non-step transmission device independent of the transmission running drive mechanism of the vehicle and attaining a transmission running drive mechanism voluntarily.

SOLUTION: A reversible continuously variable transmission device 27 which is transmission operated with a steering tool is connected with a right and left traveling drive shafts 31L and 31R. An additional rotation transfer mechanism includes at least two systems of a speed reducing transfer rows which is selectively operated. In one embodiment, two systems of speed reducing transfer row is selectively operated with a brake 54 and a clutch 55 which are selectively operated with a large and a small amount of the steering operation amount.



(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平9-315337

(43) 公開日 平成9年(1997)12月9日

(51) Int.Cl.⁶

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

B 6 2 D 11/08

B 6 2 D 11/08

J

F 1 6 H 61/44

F 1 6 H 61/44

Z

// F 1 6 H 59:58

審査請求 未請求 請求項の数 4 F D (全 12 頁)

(21) 出願番号 特願平8-157612

(22) 出願日 平成8年(1996)5月28日

(71) 出願人 000125853

株式会社 神崎高級工機製作所
兵庫県尼崎市猪名寺2丁目18番1号

(72) 発明者 乾 正実

兵庫県尼崎市猪名寺2丁目18番1号 株式
会社神崎高級工機製作所内

(72) 発明者 児島 正昭

兵庫県尼崎市猪名寺2丁目18番1号 株式
会社神崎高級工機製作所内

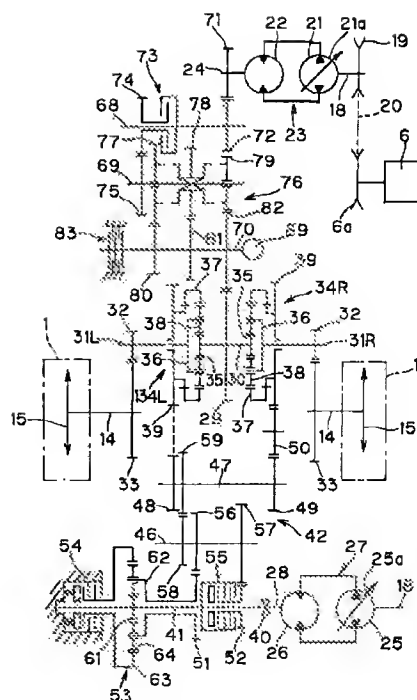
(74) 代理人 弁理士 石原 芳朗

(54) 【発明の名称】 作業車両の操向装置

(57) 【要約】

【課題】 車両操向を、車両の変速走行駆動機構とは独立させた可逆転無段変速装置により得て、変速走行駆動機構を任意に構成できることとしつつ、車両旋回目的に応じた適確な車両操向を達成可能とする。

【解決手段】 操向操作具により変速操作される可逆転無段変速装置27を左右の走行駆動軸31L、31Rに対し、左右逆方向の付加回転を伝達するための付加回転伝達装置42によって接続した。付加回転伝達装置は、択一的に作動させ得る少なくとも2系列の減速伝動列を含む。一実施例では2系列の減速伝動列を、操向操作量の大小により択一的に作動されるブレーキ54とクラッチ55により選択的に作動させることとした。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 操向操作具（10）により変速操作される可逆転無段変速装置（27）を設けて、互いに等速で等方向に回転駆動される左右の走行駆動軸（31L, 31R）に対し該可逆転無段変速装置を、左右の走行駆動軸に対し互いに逆方向の付加回転を伝達するための付加回転伝達装置であって択一的に作動させ得る少なくとも2系列の減速伝動列を含む付加回転伝達装置（42）によって、接続したことを特徴としてなる作業車両の操向装置。

【請求項2】 操向操作具（10）の操作に連動して前記付加回転伝達装置（42）の減速伝動列を、操向操作具の操作量が大であるほど減速比小の減速伝動列が作動せしめられるように自動的に切替える請求項1の操向装置。

【請求項3】 車両の車速が設定値以上であると減速比大な減速伝動列の作動状態を維持する請求項2の操向装置。

【請求項4】 前記可逆転無段変速装置が、操向操作具（10）によりポンプ斜板（25a）の傾角を変更制御される可変容積形油圧ポンプ（25）を備えた油圧伝動装置（27）である。請求項1から3までの何れか一項に記載の操向装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 この発明はコンバイン等の作業車両において回転方向を含めて出力回転数を無段に変更可能である、油圧伝動装置等の可逆転無段変速装置を用い、車両旋回を得る操向装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】 作業車両の旋回を、走行駆動機構により左右の走行手段（クローラ又は車輪）に対し積極的に回転数差を与えて行わせることとした技術が特公昭54-34972号公報、特開平6-34332号公報、特公平7-2468号公報等から公知である。これらの公報に開示された従来技術は可逆転無段変速装置、つまり汎用されている油圧伝動装置とか実公昭49-26037号公報、特開昭56-18150号公報、特開昭59-190556号公報等から周知である摩擦機械式等の他の可逆転無段変速装置を、2組利用して左右の走行手段を各別に駆動することとしている。

【0003】 この従来技術によれば左右の可逆転無段変速装置の回転方向を含めて出力回転数を互いに變更して車両の任意の旋回半径での旋回を得ることが容易であるが、逆に左右各別の可逆転無段変速装置を用いた走行駆動によることから、車両の直進性を確保するために複雑な制御装置を必要としていた。すなわち左右の走行手段を各別の無段変速装置によって駆動する構造によると、車両の荷重の左右のアンバランス、圃場面の走行抵抗の左右のアンバランス等により左右の走行手段の等速回転

が得難く、このため左右の回転数差を検出して補正する等の複雑な制御装置を必要としていたのである。

【0004】 また上述の技術に類似の旋回方式は、車速を有段に変更することとした作業車両には適用できない。何故なら左右各別の有段変速機構を設けるようなトランスミッションは、コストの面でおよそ実用的ではないからである。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】 そこでこの発明は走行駆動系の変速機構とは独立させた油圧伝動装置等の可逆転無段変速装置により車両の旋回を行わせることとして、車速を無段に変更制御することとした場合にも有段に変更制御することとした場合にも、上述の従来技術によるのと同様に車両の任意の旋回半径での旋回を得ることを容易としてある、作業車両の新規な操向装置を提供するにある。

【0006】 この発明の他の主な目的はその都度の車両旋回目的、例えば作業中に車両の進行方向を微細に修正する目的とか圃場の枕地等で車両の進行方向を大きく変更する目的、に応じ操向操作具の操作による適確な車両旋回を達成できることとしてある操向装置を、提供することである。

【0007】

【発明の要約】 この発明の作業車両の操向装置は、操向操作具10により変速操作される可逆転無段変速装置27を設けて、互いに等速で等方向に回転駆動される左右の走行駆動軸31L, 31Rに対し該可逆転無段変速装置27を、左右の走行駆動軸31L, 31Rに対し互いに逆方向の付加回転を伝達するための付加回転伝達装置42であって択一的に作動させ得る少なくとも2系列の減速伝動列を含む付加回転伝達装置42によって、接続したことを特徴としてなる。

【0008】 上記した左右の走行駆動軸31L, 31Rは無段に変速駆動されるものであっても有段に変速駆動されるものであってもよいが、この発明は均等に駆動される左右の走行駆動軸31L, 31Rに対し、走行駆動系とは独立した可逆転無段変速装置27により付加回転伝達装置42を介し左右逆方向の付加回転を与えることによって車両の操向を得るものであるから、車両の直進時には操向装置が走行駆動系と切離され、したがって車両の直進性を確保するために左右の回転数差を検出して補正する等の複雑な制御装置を必要としない。車両の旋回は、可逆転無段変速装置27が出力回転数を無段に変更可能であることから、車両の前進中にも後進中にも任意の方向に任意の旋回半径で行わせることができる。

【0009】 付加回転伝達装置42を、択一的に作動させ得る少なくとも2系列の減速伝動列を含むものに構成してあることにより、操向操作具10の操作量とそれによって得られる車両旋回態様との関係を、減速伝動列の選択によって変更することができる。すなわち減速比大

の減速伝動列を選択すると、操向操作具を比較的大きく操作しても比較的小さな車両旋回が得られることになるから、例えば作業中に車両の進行方向を微細に修正しようとする場合に、その修正を精密に行えることになる。逆に減速比小の減速伝動列を選択すると、操向操作具の操作量が比較的小さくても比較的大きな車両旋回が得られることになるから、例えば圃場内の枕地等で車両の進行方向を大きく変更しようとするような場合に、操向操作具の操作で大きな進行方向変更を迅速に行えることになる。

【0010】この発明の一実施態様では操向操作具10の操作に連動して前記付加回転伝達装置42の減速伝動列を、操向操作具の操作量が大きいほど減速比小の減速伝動列が作動せしめられるように自動的に切替えるよう、操向装置を構成する。本構成によると、車両の微細な進路修正等のために操向操作具が小さな範囲で操作されるときは減速比大の減速伝動列の作動により、そのときの操向操作目的に適って微細で精密に制御可能な車両旋回が得られ、逆に車両を大きく旋回させるべく操向操作具が大きく操作されると減速比小の減速伝動列の作動により、そのときの操向操作目的に適って大きな車両旋回が迅速に得られることになる。

【0011】しかし路上等で車両を比較的高速で走行させている状態の下で、操向操作具の操作量に大きく依存した車両旋回が得られるとすると、車両の急旋回により危険な事態が発生するおそれがある。かかる場合に備えて操向装置をさらに、車両の車速が設定値以上であると減速比大な減速伝動列の作動状態を維持するものに構成するのが、好ましい。本構成によれば車速が上記設定値以上であれば必ず減速比大な減速伝動列の作動状態が得られ、操向操作具により車両を急旋回させる危険性が大きく減らされる。

【0012】前記可逆転無段変速装置は低コストであり作用が確実である点で、操向操作具10によりポンプ斜板25aの傾角を変更制御される可変容積形油圧ポンプ25を備えた油圧伝動装置27であるのが、好ましい。

【0013】この発明の他の特徴と長所は、添付図面を参照して行う以下の説明から明瞭に理解できる。

【0014】

【実施例】図2は、本発明に係る操向装置の実施例を装備したコンバインを示している。図示コンバインは通例のように左右のクローラ1により走行駆動され、機体前方の刈取部2で植立穀稈を刈取り、刈取られた穀稈について機体上の脱穀部3で脱穀して、穀粒は機体上の穀粒タンク4に収納し、排わらは機体後方の排わら処理装置（集束、結束、カッター装置又はその切替え式組合せ）5により処理するものとされている。エンジン6は機体中寄りに設置され、該エンジンから入力伝動を受けるトランスミッション7が、エンジン6の前下方位置に配置されている。エンジン6の上前方側に座席8を備える操

縦部9が配置されている。この操縦部9は操向操作具の一例として示す車両操向用のステアリングホイール10、車速制御用の主変速レバー11及び副変速レバー12、駐車ブレーキレバー13等を備える。図2において14はクローラ駆動輪15を装備する車軸、16は刈刃、17は穀粒タンク4から穀粒を搬出するための揚穀装置である。

【0015】図1はトランスミッション7内の伝動機構を示しており、本図及び図2に示すようにトランスミッション7は入力軸18を備え、該入力軸18に入力プーリ19を嵌着して、エンジン6の出力プーリ6aからベルト20により入力軸18への入力伝動を行ってある。

【0016】図1に示すように入力軸18をポンプ軸とする油圧ポンプ21、25と、該ポンプ21、25に対し1対宛の油給排回路を介して接続された油圧モータ22、26とを、設けてある。各油圧ポンプ21、25はその斜板21a、25aの傾角を変更調節して油吐出量と吐出方向を変更自在である可変容積形のものに構成されており、油圧ポンプ21と油圧モータ22の組合せにより第1の油圧伝動装置23が、また油圧ポンプ25と油圧モータ26の組合せにより第2の油圧伝動装置27が、それぞれ提供されている。これらの油圧伝動装置23、27は、その出力軸24、28から可逆転の無段変速回転を出力可能である可逆転無段変速装置である。

【0017】第1の油圧伝動装置23によって変速回転駆動される歯車29を嵌着した走行駆動用の主駆動軸30と左右の走行駆動軸31L、31Rとを同心配置して設けてあり、左右の走行駆動軸31L、31Rは左右の前記車軸14に対し、左右の各歯車32、33減速機構を介し接続してある。主駆動軸30と左右の走行駆動軸31L、31Rとは、左右の遊星歯車減速装置34L、34Rによって接続されている。図示の各遊星歯車減速装置34L、34Rは、太陽歯車35を主駆動軸30に固定すると共に遊星キャリア36を各走行駆動軸31L、31Rに固定し、遊星キャリア36に回転自在に軸支させた複数の遊星歯車38を、太陽歯車35と内歯車37とに噛合せてあるものに、構成してある。各内歯車37は特に回転可能に支持してあり、各内歯車37にはそれと一体回転する歯車39を付設してある。

【0018】第2の油圧伝動装置27は、そのポンプ斜板25aを図2の前記ステアリングホイール10によって操作されるものとし、左右の上記歯車39を介し左右の内歯車37に互いに逆方向の付加回転を与えて、車両の操向を得るために用いられている。そのためには前記出力軸28にカップリング40にて連結した回転軸41と左右の歯車39間に配して、図示の付加回転伝達装置42が設けられている。この付加回転伝達装置42は、第1の油圧伝動装置23の出力軸24と主駆動軸30間の走行動力伝動機構と共に、図2の前記トランスミッション7に設けたミッションケース43（図3、4）内に

配置されている。図3、4に示すようにミッションケース43の上端部外面に装着した厚手の板体44にはハウジング45を取付けてあり、油圧ポンプ21、25及び油圧モータ22、26は該ハウジング45若しくはそれに類似して板体44に取付けた他のハウジング（図示せず）内に配置し、板体44に装着して設けられている。

【0019】図1及び図3-5について付加回転伝達装置42の構造を説明すると、回転軸41と左右の歯車39間には2本の中間軸46、47が配置されている。このうち中間軸47は図1、3に示すように、それに固定した等径の2個の歯車48、49のうち一方の歯車48を…側の歯車39に対し直接に噛み合わせると共に、歯車49を他側の歯車39に対し、図5に示すようにミッションケース43に軸50a支させてあるアイドル歯車50を介し噛み合わせることで左右の歯車39に対し、該両歯車39を互いに等速で逆方向に回転させるように接続されている。

【0020】図1、4に示すように回転軸41上には、2個の歯車51、52を配置してある。このうち歯車51は回転軸41上に設けた遊星歯車機構53を介して回転軸41により減速駆動されるものとされ、該歯車51の回転を得るためには遊星歯車機構53に付設してブレーキ54を設けてある。また歯車52は回転軸41上に設けたクラッチ55の作動によって回転軸41に対し結合され、該回転軸41と等速で回転駆動されるものとしてある。図1に示すように中間軸46上には、回転軸41上の上記歯車51、52に対し噛み合わせられ該歯車51、52によりそれぞれ減速回転駆動される歯車56、57を固定設置してある。そして該中間軸46はその従動側の中間軸47に対し、減速歯車58、59列によって接続されている。

【0021】図4に示すように回転軸41上の遊星歯車機構53は、その太陽歯車61を回転軸41に固定すると共に、遊星キャリア62及び内歯車63を回転軸41上で相対回転可能に支持し、遊星キャリア62にピン62aにて遊転自在に支持させた複数遊星歯車64を、太陽歯車61と内歯車63とに噛み合わせると共に構成されている。図示の遊星キャリア62は回転軸41上に遊嵌したスプライン筒62bを備え、このスプライン筒62bにキャリア本体をスプライン嵌めし1対のサークリップ62cにより、軸線方向及び放射方向で若干変位し得るように位置保持してあるものとされ、これにより遊星歯車64の円滑な噛み合い回転を図ってある。そして歯車51は上記スプライン筒62bにスプライン嵌めし、遊星キャリア62と一体回転することとされている。

【0022】同様に図4に示すようにブレーキ54は、内歯車63のボス部63aとミッションケース43の一側壁に一体形成した内向きの筒部65とに複数枚宛の摩擦エレメントを摺動のみ自在に支持させると共に、該摩擦エレメント群に対面するピストン54aを筒部65に

摺動可能に嵌合し、筒部65端を閉鎖するカバー66に基端を受けさせたスプリング54bをピストン54aに対し、該ピストン54aを介し摩擦エレメント間の係合を得るように作用させてある、スプリング作動型の多板式ブレーキに構成されている。筒部65及びピストン54aは図示のように段付きのものに形成されていて、筒部65内には、ピストン54aをスプリング54b力に抗し移動させてブレーキ54による制動を解除するための環状の油室54cが、形成されている。クラッチ55はそのクラッチ・シリンダ55aを回転軸41に固定し、該シリンダ55aと歯車52のボス部とに複数枚宛の摩擦エレメントを摺動のみ自在に支持させ、シリンダ55a内に、戻しスプリング55bにて移動付勢されたピストン55cを設けて、シリンダ55a内に形成した環状の油室55dに対し油圧を作用させることでスプリング55b力に抗したピストン55cの移動を得て、摩擦エレメント間の係合を得る油圧作動型の多板式クラッチに構成されている。

【0023】以上よりしてブレーキ54の作動状態では遊星歯車機構53の内歯車63が回転不能に拘束され、これにより回転軸41と共に回転する太陽歯車61の回転が大幅に減速されて遊星キャリア62へ伝達され、その回転が歯車51、56によってさらに若干減速されて中間軸46へ伝えられる。これに対しブレーキ54が切られクラッチ55が入られると、遊星歯車機構53はその内歯車63が自在に回転し得ることからもはや動力伝達にあらずからず、クラッチ55を介し歯車52が回転軸41と等速回転せしめられ、その回転が歯車52、57によって若干減速されて中間軸46へ伝えられる。中間軸46の回転はさらに減速されて左右の歯車39に対し、互いに逆方向で伝達される。

【0024】第1の油圧伝動装置23の出力軸24と主駆動軸30間の走行動力伝動機構の構造を図1、3について説明しておく、その間には平行するクラッチ軸68、中間軸69及び副変速軸70を設けてある。出力軸24とクラッチ軸68間は、減速歯車71、72によって接続されている。クラッチ軸68上にはペダル73a（図2）操作されるクラッチ73と該クラッチ73により常時は軸68に対し結合される歯車74が設けられ、歯車74は、中間軸69上に固定設置したより大径の歯車75と噛み合っている。中間軸69と副変速軸70間には、機械式3段の副変速装置76を配設してある。この副変速装置76は中間軸69上に、2個の歯車77及び79を遊嵌設置すると共に単一のシフト歯車78を摺動のみ自在に設け、また副変速軸70上に、上記歯車77、79に対し噛み合せた歯車80、82及びシフト歯車78を噛み合せ可能な歯車81を固定設置してあるものに、構成されている。シフト歯車78は図2の前記副変速レバー12によってシフト操作するものとされ、該シフト歯車78と歯車77、79間にはそれぞれ、クラッ

チ手段を介在させてある。以上により副変速装置76は歯車77, 80列によっては高速変速段(路上走行変速段)、歯車78, 81列によっては中速変速段(乾田作業時変速段)、歯車79, 82列によっては低速変速段(湿田作業時変速段)の回転を、副変速軸70に得させる。そして副変速軸70上の最大径の歯車82を、主駆動軸30上の前記歯車29に対し噛合させている。副変速軸70には、図2の前記駐車ブレーキレバー13で操作される駐車ブレーキ83を配設してある。

【0025】なお図3に示すように左右の遊星歯車減速装置34L, 34Rにおける左右の各遊星キャリア36はスプライン嵌めによって左右の走行駆動軸31L, 31Rに固定され、遊星歯車38の個数に対応する個数のピン36aを有する。前記各歯車39はキャリア36のボス部と1対のボールベアリング84とを介し各走行駆動軸31L, 31R上で支持され、内歯車37は該歯車39に、相対回転不能に支持されている。

【0026】図6は油圧回路及び制御機構を示し、前記油圧ポンプ21, 25同様にエンジン6によって駆動させる油ポンプ85を設け、該油ポンプ85により前記ブレーキ54及びクラッチ55に対する油の供給を行うこととされている。この油の供給制御は電磁方向切換弁86によって得ることとされており、同切換弁86は、図4について前述した油室54c, 55dから油をドレンしてブレーキ54を作動させると共にクラッチ55を切る第1の位置I、及び油室54c, 55dに対し油を供給してブレーキ54を非作動すると共にクラッチ55を入れる第2の位置IIを、有する。方向切換弁86はソレノイド86aの励磁によって、第1の位置Iから第2の位置IIへ変位する。

【0027】ステアリングホイール10によって回動操作され、第2の油圧伝動装置27のポンプ斜板25aの傾角を変更制御する回動制御板87を設けてあり、この制御板87に、操作角検出スイッチ88を対設してある。検出スイッチ88は制御板87に形成したカム面に当接する作動子を備え、ステアリングホイール10の操作による制御板87の中立位置からの操作角が図示の角度 θ より小さい間はオフ状態に維持され、同操作角が θ 以上であるとオンするものに構成されている。他のセンサとして、図1に示すように前記副変速軸70の回転数を検出するための回転数検出スイッチ89が、設けられている。副変速軸70の回転数は車速に比例することとなるが、回転数検出スイッチ89は、図示コンバインを路上で走行させる場合の標準的な最低車速に対応する回転数にまで副変速軸70の回転数が高められると、オンするものに構成されている。そして両検出スイッチ88, 89は図6に示すように、ソレノイド86aを励磁制御するためのコントローラ90に対し接続されている。

【0028】図7は図6のコントローラ90による電磁

方向切換弁86の制御ルーチンを示しており、車速を検出することとなる回転数検出スイッチ89がオンしている限り方向切換弁86を第1の位置Iに保持することとされている。同検出スイッチ89がオンしていない、つまり車速が圃場内でのコンバイン車速域にあるとすると、ステアリングホイール10の操作量を検出することとなる操作角検出スイッチ88がオンしている、つまりステアリングホイール10の操作量が予定した値以上であるとすると電磁方向切換弁86を第2の位置IIへと変位させ、逆にステアリングホイール10の操作量が予定した値より小さくスイッチ88がオンしていないとすると電磁方向切換弁86を第1の位置Iにおくこととされている。

【0029】なお図6において、91は第1及び第2の油圧伝動装置23, 27に対し作動油を補給するためのチャージポンプ、92は同補給作動油の油圧を設定するリリーフ弁、93は油ポンプ91によりブレーキ54及びクラッチ55に供給される油の油圧を設定するリリーフ弁である。

【0030】図2に示すコンバインはその走行条件に応じ副変速レバー12により図1, 3に図示の副変速装置76に路上走行時には高速、乾田作業時には第1の低速、湿田作業時にはより低い第2の低速の変速段を選択セットし、主変速レバー11により図1, 6に図示の第1の油圧伝動装置23のポンプ斜板21aを操作し進行方向の制御を含め車速を無段に変更制御して、走行せしめられる。車両の直進時にはステアリングホイール10による図1, 6に図示の第2の油圧伝動装置27のポンプ斜板25a操作は行われず、同油圧伝動装置27は中立状態に維持される。この状態で左右の遊星歯車減速装置34L, 34Rの内歯車37は、それが互いに同方向に等速で回転変位しようとするとその回転変位が左右の歯車39から中間軸47に対し互いに逆方向に等速で伝えられることになるから、該中間軸47が何れの方

向にも回転し得ないことにより、中間軸47によって回転不能にロックされた状態にある。なお車両の直進中に左右の内歯車37を積極的にロックするためのブレーキを、付加回転伝達装置42中に設けることもできる。

【0031】図8の(L), (R)は左右の遊星歯車減速装置34L, 34Rを模式的に示している。第1の油圧伝動装置23の油圧モータ22が正転している状態では太陽歯車35が矢印A方向に回転し、これにより各遊星歯車38が矢印B方向に自転しつつ矢印C方向に、図8では図示省略の遊星キャリア36を回転させつつ公転する。この場合に遊星キャリア及び各走行駆動軸31L, 31Rに与えられる回転数Rは、太陽歯車35の回転数を1とし、太陽歯車35の歯数を N_1 、内歯車37の歯数を N_2 とすると、

$$R = N_1 / (N_1 + N_2)$$

で与えられるから、歯数 N_2 を適当に設定しておくこと

で大幅な減速が得られる。油圧モータ22の逆転時には回転方向が逆になるのみで、上記したのと事情は等しい。

【0032】車両の前進中にステアリングホイール10を回動操作し、図1、6に示す第2の油圧伝動装置27のポンプ斜板25aを傾動させ油圧モータ25を正転方向に回転させるときは、付加回転伝達装置42により左側の遊星歯車減速装置34Lの内歯車37には矢印D₁方向の回転が、また右側の遊星歯車減速装置34Rの内歯車37には逆に矢印D₂方向の回転が、それぞれ与えられる。左側の内歯車37の矢印D₁方向への回転によってはその回転速度分だけ遊星歯車38の矢印C方向への回転数、したがって左側の遊星キャリア36及び走行駆動軸31Lの回転数が減少され、逆に右側の内歯車37の矢印D₂方向への回転によってはその回転速度分だけ遊星歯車38の矢印C方向への回転数、したがって右側の遊星キャリア36及び走行駆動軸31Rの回転数が増加される。したがって車両は左旋回せしめられ、その旋回半径はステアリングホイール10の操作量を加減し油圧モータ25の回転数を制御することによって、自在に選択できる。車両前進中の右旋回、後進中の左又は右旋回も類似して得ることができる。

【0033】図9はステアリングホイール10の中立位置Nからの左右方向への操作角度を、図6の前記回動制御板87の操作角 θ で表わして横軸にとり、左右の内歯車37及び走行駆動軸31L、31Rに対し与えられる付加回転数の絶対値ARを縦軸にとって、 θ とARの関係を模式的に示したグラフである。図9の操作角範囲Dは、ステアリングホイール10の遊びの範囲に相当する。

【0034】コンバインが比較的低速で走行せしめられていて回転数検出スイッチ89(図1、6)がオフ状態を維持している条件下では、操作角 θ が図6に示した前記操作角 θ_1 より小さな範囲では操作角検出スイッチ88(図6)がオフ状態にあり、図6の電磁方向切換弁86が第1の位置Iをとっている。したがって前述した通りブレーキ54が作動し図1、4の遊星歯車機構53における内歯車63が回転不能に拘束され、またクラッチ55は切られている。このため前述した通り第2の油圧伝動装置27の油圧モータ26の回転が遊星歯車機構53により大幅に減速されて回転軸41上の歯車51へと伝えられることになり、該歯車51の回転がさらに減速されて左右の内歯車37及び走行駆動軸31L、31Rへと伝達されることから、操作角 θ の増加に伴い付加回転数(絶対値)ARは比較的小さい関係線C₁に沿って増加する。このため操作角 θ ：までの範囲でステアリングホイール10の操作量を加減することにより車両の進行方向を微細に調節できることになり、例えば圃場内でコンバインの進行方向を植立穀稈列に正しく沿わせる等の進路調整を、精密に行える。

【0035】車両の進行方向を大きく変更すべくステアリングホイール10が大きく操作され操作角 θ が θ_1 以上となると、図6において操作角検出スイッチ88がオンし電磁方向切換弁86が第2の位置IIをとる。したがって前述した通り図1、4においてブレーキ54が非作動状態となると共にクラッチ55が入れられて歯車52が回転軸41に結合される。このため前述した通り付加回転伝達装置42における減速比が減られ、左右の内歯車37及び走行駆動軸31L、31Rに与えられる付加回転数(絶対値)ARは図9に示す通り、操作角 θ の増加に伴い比較的小さい関係線C₂に沿って増加する。このため操作角 θ_1 以上の範囲でステアリングホイール10の操作量を加減することにより車両の進行方向を大きく、任意の旋回半径で迅速に変更でき、例えば圃場の枕地でのコンバイン進行方向の大幅な変更を迅速に行える。

【0036】路上走行時等で車速が比較的高速にセットされている場合、車両の走行により図1、6の前記回転数検出スイッチ89がオンする条件の下では、前述した通り図6においてステアリングホイール10の操作量如何に拘らず電磁方向切換弁86が第1の位置Iに留められる。したがってブレーキ54が作動しクラッチ55が切られた状態にあるから、付加回転伝達装置42が大きな減速比で作動する。このため車速が比較的大である場合には必ず、ステアリングホイール10を大きく操作したとしても車両が比較的緩やかに旋回されることとなって、車速大な状態での車両急旋回に伴う危険が未然に防止される。

【0037】図10-12は第2の実施例を示している。図10に示すように主駆動軸30と左右の走行駆動軸31L、31R間には左右の遊星歯車減速装置34L、34Rを配設してあるが、図10の各遊星歯車減速装置34L、34Rは、主駆動軸30に内歯車37を固定すると共に各走行駆動軸31L、31Rに遊星キャリア36を固定し、各走行駆動軸31L、31Rに太陽歯車35を遊嵌支持させて、遊星キャリア36に遊転自在に支持させた複数個の遊星歯車38を太陽歯車35と内歯車37とに噛合させてあるものに、構成されている。左右の太陽歯車35に、前記歯車39対応の左右の歯車39を一体的に付設してあり、操向用油圧伝動装置27から該左右の歯車39を介し左右の太陽歯車35に対し互いに逆方向の付加回転を伝達する付加回転伝達装置42が、設けられている。

【0038】この付加回転伝達装置42は前記中間軸47同様に一侧の歯車39には歯車48、39列により、また他側の歯車39には歯車49、50、39列により、それぞれ接続されている中間軸47を備える他、操向用油圧伝動装置27の出力軸28に連結された回転軸100、それに平行する制御作動軸101、及び中間軸47と同心配置の中間軸102を、備えている。

【0039】中間軸102と中間軸47間には遊星歯車機構103を設けてあり、この遊星歯車機構103は太陽歯車104を中間軸102に、遊星キャリア105を中間軸47に、それぞれ固定すると共に、内歯車106を中間軸102に遊嵌支持させて、遊星キャリア105に遊転自在に支持させた複数の遊星歯車107を、太陽歯車104と内歯車106とに噛合せてあるものに、構成されている。内歯車106には歯車108を、一体形成してある。

【0040】回転軸100上には2個の歯車109、110が固定設置され、このうちの1個の歯車109はより大径の上記歯車108に対し噛合せてある。制御作動軸91上には歯車110に対し噛合された歯車111を遊嵌設置すると共に、該歯車111を作動軸101に対し結合するための多板式クラッチ112を設けてある。また制御作動軸101を制動するための多板式ブレーキ113も設けられ、さらに制御作動軸101は歯車114、115減速列によって中間軸102に対し接続されている。

【0041】上述した多板式のクラッチ112及びブレーキ113のうち、クラッチ112は図10、11に示すスプリング112aの作用によって係合せしめられるスプリング・ロード型のものに構成され、スプリング112aに抗する油圧の作用によって切られるものとされている。ブレーキ113は油圧作動型のものに構成され、油圧の非作用状態では図11に示すスプリング113aの作用で制動作動を解除されるものとされている。

【0042】図11に示すようにクラッチ112及びブレーキ113に対し油を供給するための油ポンプ85、及びその油の供給を制御する方向切換弁120が設けられている。方向切換弁120はクラッチ112及びブレーキ113から油を排除させる第1の位置I、及びクラッチ112及びブレーキ113に対し油を供給する第2の位置IIを、有する。この方向切換弁120はその弁ばね120a反対側から予定した値以上の油圧を作用せしめられると第1の位置Iから第2の位置IIへ移される油圧パイロット型のものに構成されており、弁120に対しパイロット油圧を作用させるためのパイロット回路121の基端にはシャトル弁122を設けてある。シャトル弁122は1対の油圧取出し回路123A、123Bにより油圧伝動装置27における、ポンプ25及びモータ26間を接続する1対の油給排回路27A、27Bへと接続されており、ポンプ斜板25aの中立位置からの傾動方向で決定する高圧側油給排回路27A又は27Bの油圧を、シャトル弁122で選択しパイロット油圧として方向切換弁120に対し作用させることとしてある。

【0043】第2の実施例に係るコンバインでは車速無段変速用の前記第1の油圧伝動装置23(図1、6)に対応する油圧伝動装置を設けていない。すなわち図10

に示すように、前記のもの同様にエンジンから入力伝動を受けるミッション入力軸18により主駆動軸30を変速駆動するのに、機械式3段の副変速装置131と前進3速、後進1速の4段の変速段を有する油圧クラッチ式の主変速装置132とを用いている。副変速装置131は入力軸18とそれに平行な副変速軸136間に配設されていて、入力軸18上にはシフト歯車137を摺動のみ自在に設置してあると共に、該シフト歯車137のシフトによって入力軸18に対しクラッチ結合される2個の歯車138、139を遊嵌設置してある。副変速軸136上にはシフト歯車137を噛合せ得る歯車140、及び歯車138、139に対しそれぞれ噛合された歯車141、142を固定設置してある。したがって副変速装置131は、シフト歯車137のシフト操作により3段の変速を得るものに構成されている。

【0044】上記各軸18、136に平行する2本のクラッチ軸144、145と出力軸146を設け、クラッチ軸144上には2個の歯車148、149と該歯車をクラッチ軸144に対し選択的に結合するための2個の油圧クラッチCF₁、CF₂とを設置し、クラッチ軸145上には2個の歯車150、151と該歯車をクラッチ軸145に対し選択的に結合するための2個の油圧クラッチCF₃、CRとを設置している。歯車148は副変速軸136に嵌着の歯車152と噛合されて前進方向に回転し、歯車149、150は副変速軸136に嵌着の歯車153と噛合されて前進方向に回転する。歯車151はクラッチ軸144上の上記歯車148と噛合されて、後進方向に回転する。クラッチ軸144、145に嵌着した歯車155、156を出力軸146に嵌着した歯車157に対し噛合せ、油圧クラッチ式の主変速装置132による変速回転を出力軸146に得ることとされている。出力軸146には油圧クラッチCF₁、CF₂、CF₃の各作動によって前進1速、前進2速、前進3速が得られ、油圧クラッチCRの作動によって後進1速が得られる。

【0045】出力軸146はそれに嵌着した歯車158を前記のもの同様の主駆動軸30上の歯車29に対し噛合せて、主駆動軸30を減速駆動するものとされている。なお出力軸146には、内拡式の走行ブレーキ160を配設してある。

【0046】図10-12の第2の実施例においては、ステアリングホイール10を中立位置から一方向或いは他方向に操作しポンプ斜板25aを中立位置から一方向或いは他方向に傾動させるとき、斜板傾角が大となるほどその時に高圧側となる油給排回路27A又は27Bの油圧が高められるのに対し、その油圧が予定した値に達すると方向切換弁120が第1の位置Iから第2の位置IIへ移される。

【0047】方向切換弁120が第1の位置Iにある状態では、図10、11のクラッチ112が入っていて歯

車111が制御作動軸101に対し結合されていると共に、ブレーキ113が非作動状態にあって制御作動軸101が回転可能である。したがって制御作動軸101は歯車110、111を介し回転軸100により回転せしめられ、その回転は歯車114、115を介し中間軸102へと伝えられる。方向切換弁120が第2の位置IIへ移されると図10、11のクラッチ112が切られ歯車111が制御作動軸101から切離されると共に、ブレーキ113が作動して制御作動軸101が回転不能に拘束され、これにより歯車114、115を介し中間軸102が回転不能に拘束される。方向切換弁120の何れの位置においても遊星歯車機構103の内歯車106は回転軸100により、歯車109、108を介して回転せしめられる。

【0048】遊星歯車機構103において太陽歯車104が固定されているとすれば、遊星キャリア105及びそれを固定した中間軸47に得られる回転数 R_c は内歯車106の回転数を1、太陽歯車104及び内歯車106の歯数をそれぞれ Z_1 、 Z_2 とすると、

$$R_c = Z_2 / (Z_1 + Z_2)$$

で与えられる。これに対し方向切換弁120の第1の位置Iでは上述のように回転軸100の回転が制御作動軸101を介し中間軸102へも伝えられ、したがって中間軸102に固定されている太陽歯車104は内歯車106とは逆方向に回転する。太陽歯車104の逆方向回転は遊星歯車機構103で得られる減速比について、太陽歯車104の歯数が実際の歯数 Z_1 より増されたのと同じ結果を得させ、そのように増された見掛けの歯数を Z_1' とすれば($Z_1 < Z_1'$)、それにより得られる遊星キャリア105及び中間軸47の回転数 R_c' は、

$$R_c' = Z_2 / (Z_1' + Z_2)$$

で与えられることになる($R_c > R_c'$)。

【0049】すなわち方向切換弁120の第1の位置Iでは上記後者の式に従った減速回転が遊星キャリア105及び中間軸47に得られる。これに対し方向切換弁120の第2の位置IIでは上述のようにブレーキ113により、制御作動軸101を介し中間軸102が回転不能に拘束され、該中間軸102上の太陽歯車104が固定されることになるから、遊星キャリア105及び中間軸47に得られる減速回転は、上記前者の式に従ったものになる。上の R_c 、 R_c' は歯車109、108のギヤ比と歯車110、111及び歯車114、115のギヤ比との間の関係を適切に設定することにより、大きく異ならせることができる。

【0050】図12はポンプ斜板25aの中立位置からの一方向及び他方向への傾動により高压側となる油給排回路27A及び27Bに得られる油圧Pを横軸にとり、図10の左右の走行駆動軸31L、31Rに対し与えられる付加回転数の絶対値ARを縦軸にとって、PとAVとの関係を模式的に示したグラフであり、V_iが方向切

換弁120の位置IからIIへの変位パイロット油圧に相当する。横軸の油圧Pはステアリングホイール10の操作角とみてもよく、第1の実施例の場合に類似して車両の緩旋回は微細に調整して行え、車両進行方向の大きな変更は迅速に行えることになる。

【図面の簡単な説明】

【図1】第1の実施例を装備したコンバインに設けられた伝動機構を示す機構図である。

【図2】上記コンバインの概略側面図である。

【図3】上記コンバインに設けられたトランスミッションの一部を示す一部展開縦断面図である。

【図4】第1の実施例の要部を示す縦断面図である。

【図5】第1の実施例の一部分を示す縦断面図である。

【図6】第1の実施例に係る油圧回路を示す回路図である。

【図7】第1の実施例における制御態様を示すフローチャートである。

【図8】上記コンバインに設けられた遊星歯車減速装置の作用を説明するための模式図である。

【図9】第1の実施例の作用を説明するための模式的なグラフである。

【図10】第2の実施例を装備したコンバインに設けられた伝動機構を示す機構図である。

【図11】第2の実施例に係る油圧回路を示す回路図である。

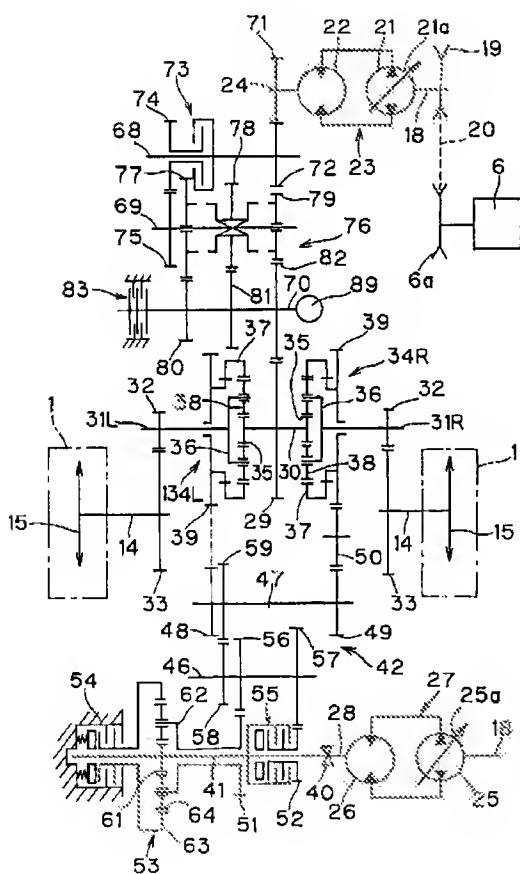
【図12】第2の実施例の作用を説明するための模式的なグラフである。

【符号の説明】

6	エンジン
10	ステアリングホイール
18	入力軸
25	油圧ポンプ
25a	ポンプ斜板
26	油圧モータ
27	油圧伝動装置
28	出力軸
30	主駆動軸
31L, 31R	走行駆動軸
34L, 34R	遊星歯車減速装置
40	歯車
41	回転軸
42	付加回転伝達装置
46, 47	中間軸
48, 49	歯車
50	アイドラ歯車
51, 52	歯車
53	遊星歯車機構
54	ブレーキ
55	クラッチ
56, 57	歯車

- 15
- 61 太陽歯車
 - 62 遊星キャリア
 - 63 内歯車
 - 64 遊星歯車
 - 85 油圧ポンプ
 - 86 電磁方向切換弁
 - 87 回動制御板
 - 88 操作角検出スイッチ
 - 89 回転数検出スイッチ
 - 100 回転軸
 - 101 制御作動軸
 - 102 中間軸
 - 103 遊星歯車機構

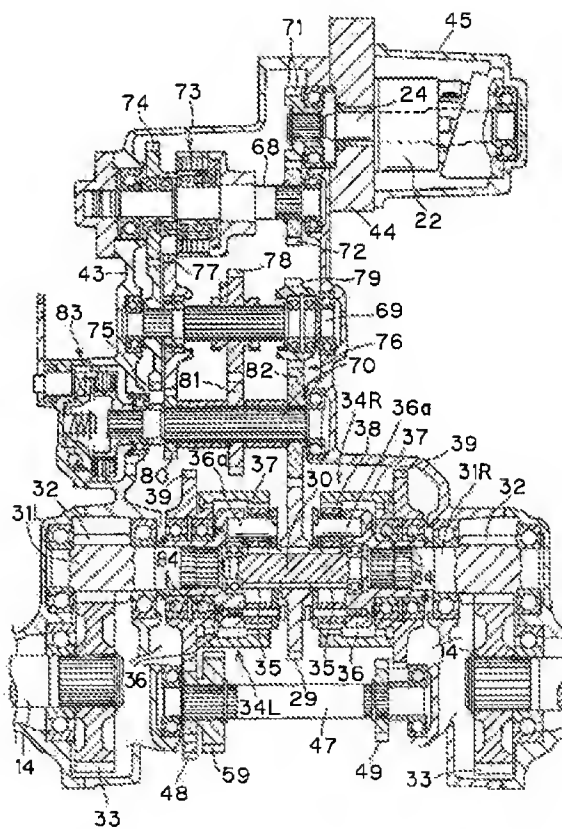
【図1】



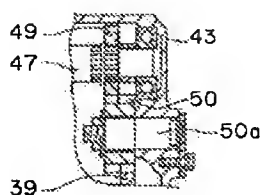
- (9) 特開平9-315337
- 16
- *104 太陽歯車
 - 105 遊星キャリア
 - 106 内歯車
 - 107 遊星歯車
 - 108 歯車
 - 109, 110 歯車
 - 111 歯車
 - 112 クラッチ
 - 113 ブレーキ
 - 10 114, 115 歯車
 - 120 方向切換弁
 - 122 シャトル弁

*

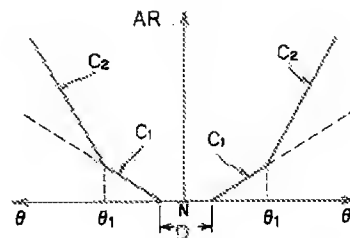
【図3】



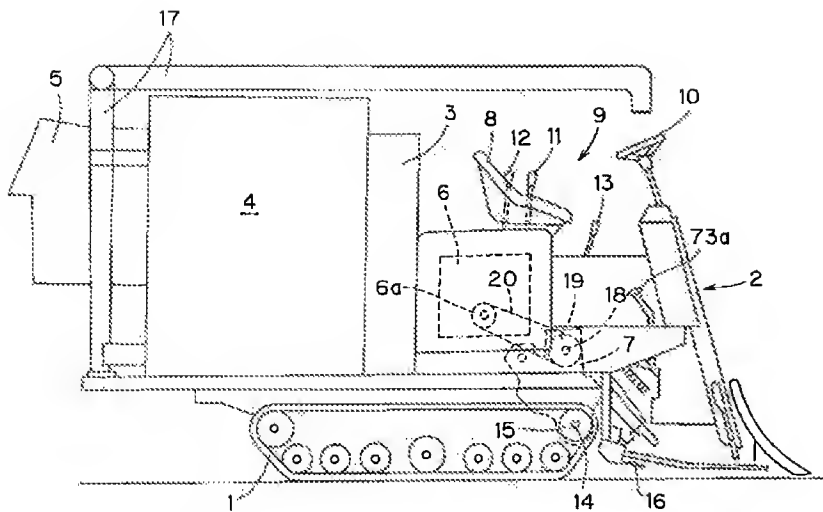
【図5】



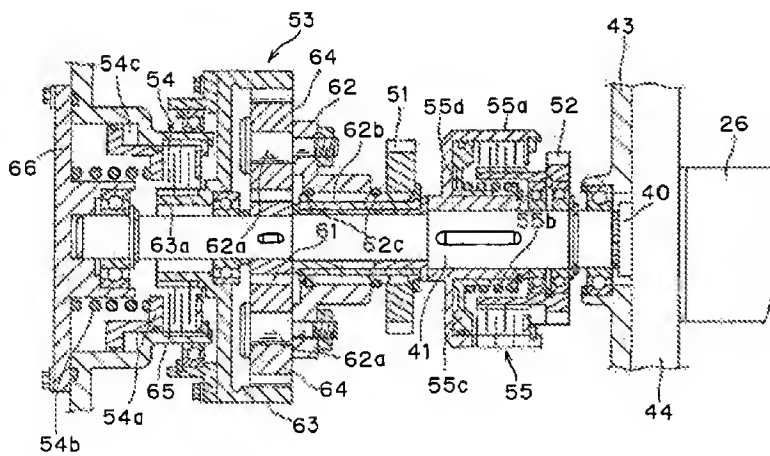
【図9】



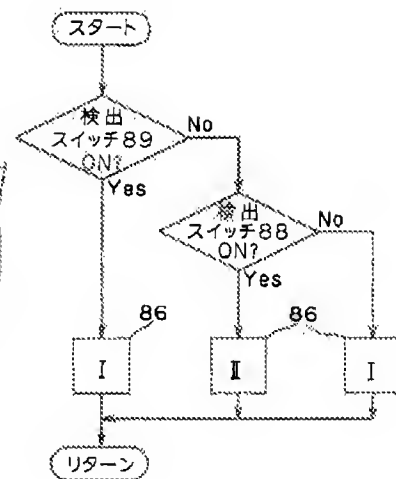
【図2】



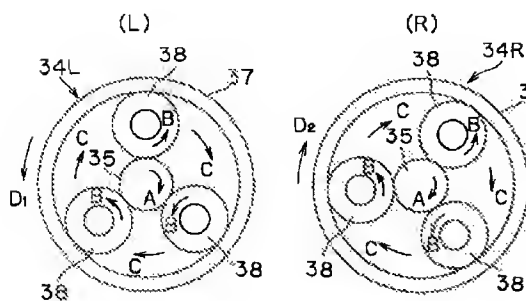
【図4】



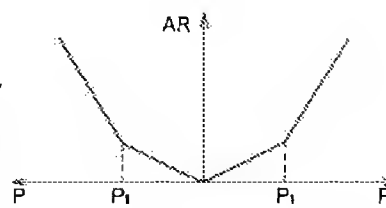
【図7】



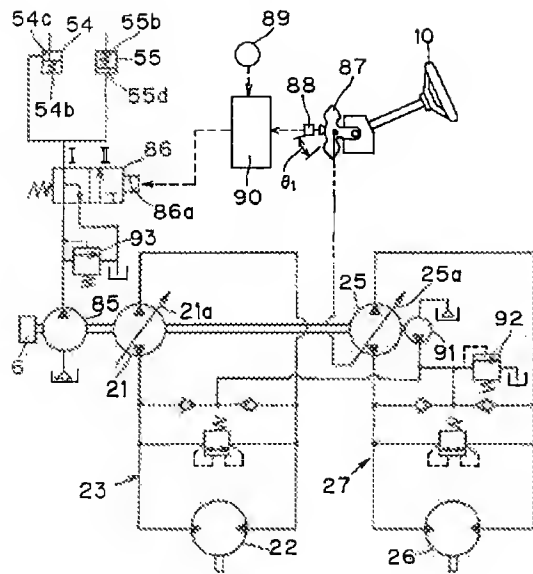
【図8】



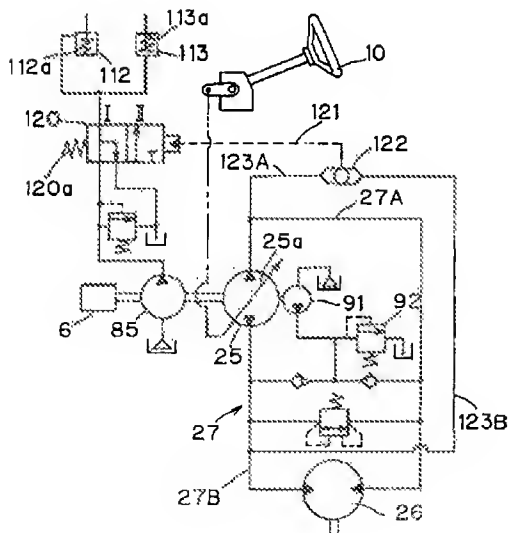
【図12】



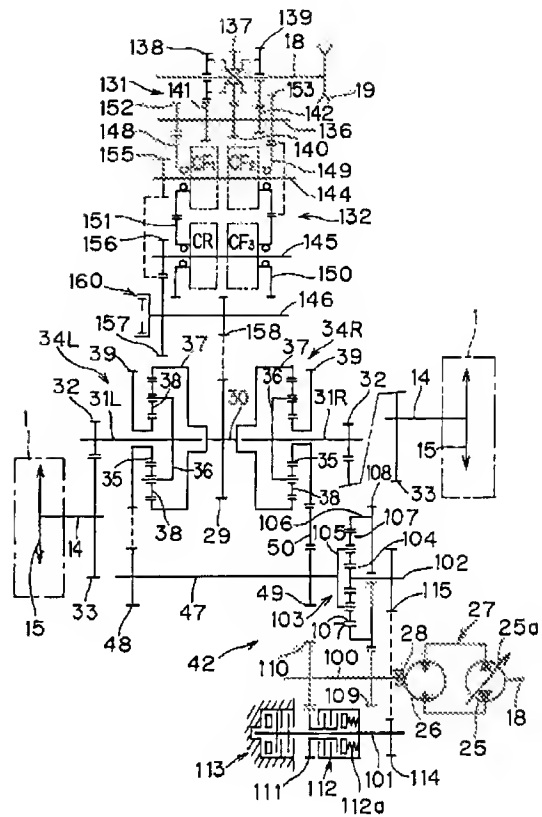
【図6】



【図11】



【図10】



【手続補正書】

【提出日】平成8年9月6日

【手続補正1】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0002

【補正方法】変更

【補正内容】

【0002】

【従来の技術】作業車両の旋回を、走行駆動機構により

左右の走行手段（クローラ又は車輪）に対し積極的に回転数差を与えて行わせることとした技術が特公昭54-34972号公報、特開平6-343332号公報、特公平7-2468号公報等から公知である。これらの公報に開示された従来技術は可逆転無段変速装置、つまり汎用されている油圧伝動装置とか実公昭49-26037号公報、特開昭56-18150号公報、特開昭59-190556号公報等から周知である摩擦機械式等の

他の可逆転無段変速装置を、2組利用して左右の走行手段を各別に駆動することとしている。

【手続補正 2】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0032

【補正方法】変更

【補正内容】

【0032】車両の直進中にステアリングホイール10を回動操作し、図1、6に示す第2の油圧伝動装置27のポンプ斜板25aを傾動させ油圧モータ2.6を正転方向に回転させるときは、付加回転伝達装置42により左側の遊星歯車減速装置34Lの内歯車37には矢印D₁方向の回転が、また右側の遊星歯車減速装置34Rの内

歯車37には逆に矢印D₂方向の回転が、それぞれ与えられる。左側の内歯車37の矢印D₁方向への回転によってはその回転速度分だけ遊星歯車38の矢印C方向への回転数、したがって左側の遊星キャリア36及び走行駆動軸31Lの回転数が減少され、逆に右側の内歯車37の矢印D₂方向への回転によってはその回転速度分だけ遊星歯車38の矢印C方向への回転数、したがって右側の遊星キャリア36及び走行駆動軸31Rの回転数が増加される。したがって車両は左旋回せしめられ、その旋回半径はステアリングホイール10の操作量を加減し油圧モータ2.6の回転数を制御することによって、自在に選択できる。車両前進中の右旋回、後進中の左又は右旋回も類似して得ることができる。